

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

**Air conditioning system for a motor vehicle powered by an internal combustion engine**

Patent Number: DE19806654  
Publication date: 1999-08-19  
Inventor(s): OBRIST FRANK (AT)  
Applicant(s): OBRIST ENGINEERING GMBH (AT)  
Requested Patent: ☐ DE19806654  
Application Number: DE19981006654 19980218  
Priority Number(s): DE19981006654 19980218  
IPC Classification: B60H1/00  
EC Classification: B60H1/00A, B60H1/32C  
Equivalents:

---

**Abstract**

---

The system has a heating circuit with at least one heat exchanger in a channel network (1) with a circulation pump and a second channel network (3) containing a controlled compressor (8), several heat exchangers (9,12) and at least one expansion device (10,11) enabling coolant flow. The system has a heating circuit with at least one heat exchanger in a channel network (1), a circulation pump and a second channel network (3) containing a controlled compressor (8), several heat exchangers (9,12) and at least one expansion device (10,11) enabling coolant flow. One heat exchanger in the second network is an air conditioning heat exchanger (12) mounted in an air feed channel leading to the passenger compartment. A flow divider (4,5) in the second network is switched to form a flow path for heating or cooling. A branch (23) is arranged for the alternative circuits in the flow path to a compressor (8); in one circuit the air conditioning heat exchanger (12) is after the compressor; in the other it is after the heat exchanger for carrying heat to the exterior and after at least one expansion device. In the first circuit a heat exchanger, in which a heating medium is in thermal contact with a heat source, is arranged after the expansion device.

---

Data supplied from the esp@cenet database - 12

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

21 Aktenzeichen: 198 06 654.6  
22 Anmeldetag: 18. 2. 98  
43 Offenlegungstag: 19. 8. 99

DE 198 06 654 A 1

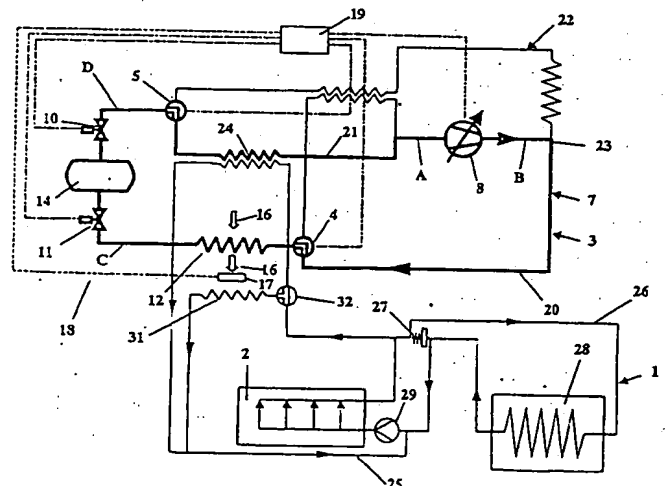
71 Anmelder:  
Obrist Engineering GmbH, Lustenau, AT  
74 Vertreter:  
Oberthür, G., Dr., Rechtsanw., 78462 Konstanz

72 Erfinder:  
Obrist, Frank, Dornbirn, AT  
56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
zu ziehende Druckschriften:  
DE 36 35 353 A1  
DE 36 24 170 A1  
EP 08 09 027 A2  
WO 90 07 683 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

54 Klimaanlage für Fahrzeuge

57 Die Klimaanlage hat ein Kanalnetz (3), das durch Umschaltung von zwei Strömungsverteilern (4, 5) zwei einen gemeinsamen Kompressor (8) und gemeinsame Expansioneinrichtungen (10, 11) aufweisende Betriebskreisläufe ermöglicht, von denen einer dem Kühlen und der andere (7) dem Heizen des Fahrgastraumes eines Kraftfahrzeuges dient. Der Heizkreislauf (7) ermöglicht eine sehr schnelle Erwärmung des Fahrgastraumes auch aus kaltem Zustand, der Verbrennungskraftmaschine (2) des Kraftfahrzeuges, da der zirkulierende Wärmeträger im Kompressor (8) trägeheitslos auf eine maximale Heiztemperatur erwärmt wird. Als Wärmequelle für das Heizen eignet sich das für die Kühlung der Verbrennungskraftmaschine (2) vorgesehene Kanalnetz (1), wofür beide Kanalnetze (1, 3) über einen gemeinsamen Wärmetauscher (24) gekoppelt sind. Auch für die Verwendung eines gemeinsamen Klimatisierungswärmetauschers (12) für beide Betriebskreisläufe ist die sowohl ein Heizen als auch ein Kühlen ermöglichende Klimaanlage mit verringertem konstruktiven Aufwand ausführbar.



DE 198 06 654 A 1

Die Erfindung betrifft eine Klimaanlage zum Heizen und Kühlen des Fahrgastraumes eines durch eine Verbrennungskraftmaschine angetriebenen Fahrzeuges, mit einem ersten, eine Umwälzpumpe und mindestens einen Wärmetauscher aufweisenden Kanalnetz für die Zirkulation eines Wärmeträgers zur Ableitung von Wärme aus der Verbrennungskraftmaschine sowie zur Heizung des Fahrgastraumes und mit einem zweiten, einen regelbaren Kompressor, mehrere Wärmetauscher und mindestens eine Expansionseinrichtung aufweisenden, eine Kreislaufströmung ermöglichenden Kanalnetz für die Zirkulation eines anderen Wärmeträgers, wobei einer der Wärmetauscher des zweiten Kanalnetzes ein Klimatisierungswärmetauscher ist, indem dieser in einem zu dem Fahrgastraum führenden Belüftungskanal angeordnet ist.

Bei Klimaanlage der genannten Art bildet das zweite Kanalnetz in der Regel eine Zusatzausrüstung zu der in jedem Kraftfahrzeug vorhandenen, durch Kühlwasser der Verbrennungskraftmaschine betriebenen Anlage zur Heizung des Fahrgastraumes, so daß der für die Kühlung vorgesehene Klimatisierungswärmetauscher mit entsprechendem Raumbedarf zusätzlich zu dem grundsätzlich vorhandenen, für die Heizung vorgesehenen Klimatisierungswärmetauscher in dem zum Fahrgastraum führenden Belüftungskanal angeordnet ist und für beide Kanalnetze jeweils eine Regelungsvorrichtung vorgesehen ist. Die Anordnung der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung der Belüftung hintereinander führt zu entsprechend großem Raumbedarf, folglich zu erhöhtem konstruktiven Aufwand und außerdem zu erhöhtem Strömungswiderstand des Belüftungsstromes.

Die durch das erste Kanalnetz der bekannten Klimaanlage erfolgende Klimatisierung durch Heizen hat den schwerwiegenden Nachteil, daß bei Kaltstart der Verbrennungskraftmaschine deren Wärme erst nach ausreichender Erwärmung des Motorkühlwassers und somit zu spät zur Verfügung steht, um vereiste Scheiben des Fahrgastraumes vor Start des Fahrzeuges abzutauen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Klimaanlage zum Heizen und Kühlen zu finden, die beim Heizen sofort nach dem Start der Verbrennungskraftmaschine aus kaltem Zustand eine hohe Wärmeleistung zur Verfügung stellt. Dabei soll sie mit verhältnismäßig geringem Raumbedarf und verringertem konstruktiven und regeltechnischem Aufwand verbunden sein.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgt erfindungsgemäß dadurch, in dem zweiten Kanalnetz mindestens ein durch eine Regeleinrichtung umschaltbarer Strömungsverteiler angeordnet ist, durch dessen Umschaltung jeweils der Strömungsweg für einen von zwei Betriebskreisläufen des Kanalnetzes zur wahlweisen Beheizung oder Kühlung des Fahrgastraumes gebildet wird, in welchem der Klimatisierungswärmetauscher und die mindestens eine Expansionseinrichtung angeordnet sind, wobei in Strömungsrichtung an den Kompressor anschließend eine Verzweigung für beide alternative Betriebskreisläufe vorgesehen ist, derart, daß in einem ersten der Betriebskreisläufe der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung hinter dem Kompressor folgt und in einem zweiten Betriebskreislauf der Klimatisierungswärmetauscher in Strömungsrichtung hinter einem Abwärmetauscher zur Abführung von Wärme an die Umgebung außerhalb des Fahrzeuges und hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung angeordnet ist, wobei in dem ersten Betriebskreislauf in Strömungsrichtung hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung ein Wärmetauscher vorgesehen ist, in dem der andere Wärmeträger in Wärmeaustausch mit einer Wärmequelle steht.

Vorzugsweise dient die Verbrennungskraftmaschine bzw. deren Kühlsystem jeweils als Wärmequelle, indem beide Kanalnetze durch einen beiden gemeinsamen Wärmetauscher miteinander gekoppelt sind.

Zum besseren Verständnis der Erfindung wird diese im folgenden anhand der Zeichnungen erläutert. Es zeigt

Fig. 1 eine schematische Darstellung der Klimaanlage mit ihren beiden Kanalnetzen, wobei zum Kühlen der zweite Betriebskreislauf des zweiten Kanalnetzes eingeschaltet ist,

Fig. 2 eine Darstellung der Klimaanlage nach Fig. 1, wobei zum Heizen der erste Betriebskreislauf des zweiten Kanalnetzes eingeschaltet ist,

Fig. 3 ein Druck-Enthalpiediagramm für CO<sub>2</sub> als Wärmeträger, mit einer Darstellung des ersten Betriebskreislaufes beim Heizen sowie mit einer Strichliniendarstellung des ersten Betriebskreislaufes bei Leerlaufregelung des Kompressors.

Die Darstellungen der Klimaanlage in den Fig. 1 und 2 nach Art eines Fließdiagrammes zeigen in ihrem unteren Teil das erste Kanalnetz 1, das im wesentlichen dem üblichen Kühlsystem einer Verbrennungskraftmaschine 2 entspricht. Im oberen Teil der Darstellung ist das zweite Kanalnetz 3 zu sehen, das für die Zirkulation von phasenweise flüssigem und phasenweise gasförmigem Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) vorgesehen ist.

Das zweite Kanalnetz 3 läßt sich durch die gemeinsame Umschaltung von z. B. zwei als Dreiwegeventile ausgeführten Strömungsverteilern 4 und 5 wahlweise mit einem ersten oder zweiten Betriebskreislauf 6 und 7 betreiben, die in den Fig. 1 und 2 durch die dickeren Linien gekennzeichnet sind.

Der zweite Betriebskreislauf 6 ist auf an sich bekannte Weise (WO 90/07683) als Kühlkreislauf ausgeführt, indem in Strömungsrichtung hintereinander ein Kompressor 8, ein Wärmetauscher 9, mindestens eine z. B. als Expansionsventil ausgeführte Expansionseinrichtung 10, 11 und ein Klimatisierungswärmetauscher 12 angeordnet sind. Vorzugsweise ist in dem Kreislauf 6 zusätzlich ein Zwischenwärmetauscher 13 vorgesehen, der zur Wärmeableitung aus dem im Kompressor 8 erhitzten CO<sub>2</sub>-Wärmeträger beiträgt und somit die Wirkung des Wärmetauschers 9 unterstützt. Weiterhin erfolgt die Expansion des Wärmeträgers beispielsweise zweistufig in zwei Expansionseinrichtungen 10, 11, zwischen denen ein Flüssigkeitssammler 14 angeordnet ist. Die Regelung des Füllungsgrades dieses unter mittlerem Druck stehenden Sammlers 14 kann zur Pufferung und Regelung der Leistung dieses Betriebskreislaufes 6 dienen. Als Kompressor (8) eignet sich ein Taumelscheibenkompressor mit regelbarer Hubbewegung seiner Kolben, wie durch die Patentliteratur (z. B. EP 0 809 027, Audi AG, et al) bekannt ist.

Die Kälteleistung des zweiten Betriebskreislaufes 6 wird am Klimatisierungswärmetauscher 12 zur Verfügung gestellt, der in Wärmeaustausch mit Luft steht, die durch ein nichtdargestelltes Gebläse in Richtung der Pfeile 16 und damit zu dem Fahrgastraum des Kraftfahrzeuges gefördert wird. Ein z. B. in diesem Luftstrom angeordnet er Temperaturfühler 17 ist über eine durch die Strichlinie 18 angedeutete Signalleitung mit einer Regelvorrichtung 19 verbunden, die aufgrund des zusätzlichen Signales einer elektronischen Sollwertregelung u. a. die Leistung des Kompressors 8 regelt. Die Vorgabe für die Sollwertregelung erfolgt durch den Benutzer des Kraftfahrzeuges.

Aufgrund der Erfindung ermöglicht diese Temperaturregelung nicht nur eine Regelung der Kälteleistung, sondern auch eine Regelung der Heizleistung der Klimaanlage, so daß ein stufenloser Übergang zwischen Kühlen und Heizen möglich ist.

Vorzugsweise hat der Kompressor 8 eine feste, d. h. kupp-

lungslose Antriebsverbindung mit der Verbrennungskraftmaschine 2, wofür seine Leistung durch Veränderung der Hubweite seiner Kolbenbewegungen bis auf Null regelbar ist. Falls bei Betrieb des zweiten Betriebskreislaufes 6 über seine Nullleistung hinaus durch die Regelvorrichtung 19 eine Heizleistung gefordert wird, so bewirkt diese eine Umschaltung der beiden Strömungsverteiler 4, 5 aus der in Fig. 1 gezeigten Durchlaßposition in die in Fig. 2 gezeigte Durchlaßposition und folglich eine Umschaltung von dem zweiten Betriebskreislauf 6 auf den in Fig. 2 durch dickere Linien gezeigten ersten Betriebskreislauf 7.

Bei Umschaltung auf den ersten Betriebskreislauf 7 werden zwei zuvor unbenutzte Teile 20 und 21 des Kanalnetzes 3 zugeschaltet und statt dessen ein Teil 22 des Kanalnetzes 3 abgeschaltet. Der Netzteil 20 beginnt an der Verzweigungsstelle 23 und endet an dem Strömungsverteiler 4. Der zugehörige zweite Netzteil 21 beginnt an dem Strömungsverteiler 5 und endet vor dem Kompressor 8. Der abgeschaltete Netzteil 22 beginnt an der Verzweigungsstelle 23 und endet an dem Strömungsverteiler 5.

Die Umschaltung der Strömungsverteiler 4, 5 hat eine Umkehr der Strömungsrichtung durch die Expansioneinrichtungen 10, 11 und durch den Klimatisierungswärmetauscher 12 zur Folge, die einer Umschaltung auf einen Wärmepumpenkreislauf entspricht. Somit beheizt der den Kompressor 8 verlassende, erhitzte Wärmeträger den Klimatisierungswärmetauscher 12 und folglich denselben Wärmetauscher 12, der zuvor die Kälteleistung für die Kühlung des Fahrgastraumes abgegeben hat.

Da die Wärmeerzeugung durch Kompression des Wärmeträgers im Kompressor 8 nahezu trägeheitslos erfolgt, steht bei Umschaltung zwischen beiden Betriebskreisläufen die Kühl- oder Heizleistung am Klimatisierungswärmetauscher sofort bzw. innerhalb weniger Sekunden zur Verfügung.

Die für den Wärmepumpenbetrieb, d. h. den ersten Betriebskreislauf 7 erforderliche Wärmezufuhr erfolgt über einen für diesen Betrieb mit dem Netzteil 21 zugeschalteten Wärmetauscher 24, der in Wärmetausch mit einer Wärmequelle steht, die in bevorzugter Ausführungsform der Erfindung durch die Verbrennungskraftmaschine 2 direkt oder deren Kühlkreislauf gebildet ist.

Das erste Kanalnetz 1 hat auf an sich bekannte Weise zwei Netzteile 25, 26, die durch ein Thermostatventil 27 miteinander verbunden sind. In der Aufwärmphase der Verbrennungskraftmaschine ist der den Kühler 28 aufweisende Netzteil 26 durch das Thermostatventil 27 abgesperrt, so daß die in dem Netzteil 25 vorgesehene Pumpe 29 das Kühlmedium nur durch den somit kurzgeschlossenen Netzteil 25 fördert. In diesem ist der Wärmetauscher 24 des zweiten Kanalnetzes 3 vorgesehen, um für dessen ersten Betriebskreislauf 7 die Wärmequelle zu bilden. Für die räumliche Position des Wärmetauschers 24 innerhalb des Netzteiles sind in Abhängigkeit von der jeweiligen Gestaltung des Motorraumes des Kraftfahrzeuges und der Gestaltung der Verbrennungskraftmaschine zahlreiche konstruktive Ausführungsformen möglich, einschließlich einer direkten Einbeziehung in die Konstruktion der Verbrennungskraftmaschine.

Für den Einsatz des ersten Betriebskreislaufes bzw. des Wärmepumpenbetriebs auch in Aufwärmphasen der Verbrennungskraftmaschine, wenn diese stark abgekühlt ist und z. B. ein Temperaturniveau von nur  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) hat, empfiehlt sich die Verwendung von  $\text{CO}_2$  als Wärmeträger bzw. eines Wärmeträgers oder Wärmeträgergemischs mit vergleichbaren physikalischen Eigenschaften, so daß durch Kompression und Expansion hierfür ausreichend große Temperaturdifferenzen erzielbar sind.

Ein Beispiel für Verfahrensbedingungen im ersten Betriebskreislauf 7 beim Aufheizen bei kalter Verbrennungs-

kraftmaschine von  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $-4^{\circ}\text{F}$ ) ist in dem Druck-Enthalpie-Diagramm der Fig. 3 durch das Diagramm I dargestellt. Dabei sind die verschiedenen Positionen im Kanalnetz 3 und die zugehörigen Verfahrenszustände im Druck-Enthalpie-Diagramm auf gleiche Weise durch A bis D bezeichnet. Entsprechend ist beispielsweise der Druck- und Temperaturzustand an der Position A in Strömungsrichtung vor dem Kompressor 8 im Druck-Enthalpie-Diagramm ebenfalls mit A bezeichnet. A' bezeichnet in Fig. 3 die Schnittstelle der Linie von D nach A mit der Kurve der Zustandsänderung von flüssig zu dampfförmig und ist somit charakteristisch für die Verdampfungstemperatur bei dem diesem Beispiel entsprechenden Druck des Kühlmediums  $\text{CO}_2$ .

Beispiel beim Heizen bei kalter Verbrennungskraftmaschine nach Diagramm I der Fig. 3:

Umgebungstemperatur:  $-20^{\circ}\text{C}$  ( $253^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ),

A: 14 bar,  $-25^{\circ}\text{C}$  ( $248^{\circ}\text{K}$ ,  $-13^{\circ}\text{F}$ ),

B: 110 bar,  $+150^{\circ}\text{C}$  ( $423^{\circ}\text{K}$ ,  $+302^{\circ}\text{F}$ ),

C: 110 bar,  $+30^{\circ}\text{C}$  ( $303^{\circ}\text{K}$ ,  $+86^{\circ}\text{F}$ ),

D: 14 bar,  $-30^{\circ}\text{C}$  ( $243^{\circ}\text{K}$ ,  $-4^{\circ}\text{F}$ ).

Da somit der  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger nach Verlassen des Wärmetauschers, d. h. bei A, eine Temperatur von  $-25^{\circ}\text{C}$  hat, kann er bereits bei einer Temperatur des Kühlmediums der Verbrennungskraftmaschine von  $-20^{\circ}\text{C}$  aus diesem Wärme aufnehmen. Diese steht nach Kompression des  $\text{CO}_2$ -Wärmeträgers im Kompressor 8 im Klimatisierungswärmetauscher 12 bei einer Temperatur von  $150^{\circ}\text{C}$  sofort bzw. wenige Sekunden nach Start der kalten Verbrennungskraftmaschine 2 zur Verfügung. Da die Verbrennungskraftmaschine 2 den Kompressor 8 antreibt, nimmt diese aufgrund ihrer elektronischen Regelung auch im Leerlauf entsprechend mehr Energie auf, so daß in ihrem Kühlmedium mehr Wärme zur Verfügung gestellt wird, um im Wärmetauscher 24 an den  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger übertragen zu werden. So ergibt sich beispielsweise beim Antrieb des Kompressors mit 3 kW eine Wärmeabgabe von der Verbrennungskraftmaschine 2 an ihr Kühlmedium von ca. 4 kW und am Klimatisierungswärmetauscher 12 eine Heizleistung von 7 kW.

Bei zunehmender Erwärmung des Kühlmediums der Verbrennungskraftmaschine und nachlassendem Wärmebedarf zur Beheizung des Fahrgastraumes kann die Leistung des Kompressors 8 zunehmend bis nahezu auf Null zurückgeregelt werden, so daß er nur noch die Aufgabe hat, den Druckverlust zu kompensieren, der beim Zirkulieren des Wärmeträgers im Betriebskreislauf 7 entsteht. Durch dieses Zirkulieren, ohne Kompression und Expansion, wird die vom Kühlmedium der Verbrennungskraftmaschine 2 im Wärmetauscher 24 an den  $\text{CO}_2$ -Wärmeträger übertragene Wärme zum Klimatisierungswärmetauscher 12 gefördert. Der Druckverlust für dieses kompressionslose Zirkulieren beträgt z. B. 6 bar, und es ergibt sich ein Zustandsverlauf von A bis c entsprechen dem Diagramm II der Fig. 3. Der Zustand nach Position C ist aufgrund fehlender Expansion an den Ventilen 10, 11 identisch mit demjenigen an der Position D des Kanalnetzes 3. Bei solcher Zirkulation ergeben sich entsprechend Diagramm II folgende Zustandswerte:

A: 62 bar,  $+80^{\circ}\text{C}$  ( $353^{\circ}\text{K}$ ,  $176^{\circ}\text{F}$ ),

B: 68 bar,  $+89^{\circ}\text{C}$  ( $362^{\circ}\text{K}$ ,  $192^{\circ}\text{F}$ ),

C/D: 65 bar,  $+30^{\circ}\text{C}$  ( $303^{\circ}\text{K}$ ,  $86^{\circ}\text{F}$ ).

Falls die Klimaanlage auch eine Regelung der Luftfeuchtigkeit im Fahrgastraum ermöglichen soll, so kann dies auf an sich bekannte Weise durch Kühlen und Auskondensieren von Wasser aus dem Belüftungsstrom 17 erfolgen, jedoch ist in diesem Fall zur anschließenden Erwärmung auf die ge-

wünschte Temperatur ein zusätzlicher Heizwärmetauscher 31 erforderlich, der die Wärme vom Wärmeträger des Kühlsystems der Verbrennungskraftmaschine 2, d. h. vom ersten Kanalnetz 1 erhält. Dieser läßt sich durch einen geregelten Strömungsverteiler 32 zuschalten.

#### Patentansprüche

1. Klimaanlage zum Heizen und Kühlen des Fahrgastraumes eines durch eine Verbrennungskraftmaschine (2) angetriebenen Fahrzeuges, mit einem ersten, eine Umwälzpumpe (28) und mindestens einen Wärmetauscher aufweisenden Kanalnetz (1) für die Zirkulation eines Wärmeträgers zur Ableitung von Wärme aus der Verbrennungskraftmaschine (2) sowie zur Heizung des Fahrgastraumes und mit einem zweiten, einen regelbaren Kompressor (8), mehrere Wärmetauscher (9, 12) und mindestens eine Expansionseinrichtung (10, 11) aufweisenden, eine Kreislaufströmung ermöglichenden Kanalnetz (3) für die Zirkulation eines anderen Wärmeträgers, wobei einer der Wärmetauscher des zweiten Kanalnetzes (3) ein Klimatisierungswärmetauscher (12) ist, indem dieser in einem zu dem Fahrgastraum führenden Belüftungskanal (16) angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß in dem zweiten Kanalnetz (3) mindestens ein durch eine Regeleinrichtung (19) umschaltbarer Strömungsverteiler (4, 5) angeordnet ist, durch dessen Umschaltung jeweils der Strömungsweg für einen von zwei Betriebskreisläufen (6, 7) des Kanalnetzes (3) zur wahlweisen Beheizung oder Kühlung des Fahrgastraumes gebildet wird, in welchem der Klimatisierungswärmetauscher (12) und die mindestens eine Expansionseinrichtung (10, 11) angeordnet sind, wobei in Strömungsrichtung an den Kompressor (8) anschließend eine Verzweigung (23) für beide alternative Betriebskreisläufe (6, 7) vorgesehen ist, derart, daß in einem ersten der Betriebskreisläufe (7) der Klimatisierungswärmetauscher (12) in Strömungsrichtung hinter dem Kompressor (8) folgt und in einem zweiten Betriebskreislauf (6) der Klimatisierungswärmetauscher (12) in Strömungsrichtung hinter einem Abwärmetauscher (9) zur Abführung von Wärme an die Umgebung außerhalb des Fahrzeuges und hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung (10, 11) angeordnet ist, wobei in dem ersten Betriebskreislauf (7) in Strömungsrichtung hinter der mindestens einen Expansionseinrichtung (10, 11) ein Wärmetauscher (24) vorgesehen ist, in dem der andere Wärmeträger in Wärmeaustausch mit einer Wärmequelle (1, 2) steht.
2. Klimaanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beide Kanalnetze (1, 3) durch einen gemeinsamen Wärmetauscher (24) miteinander gekoppelt sind, so daß die Verbrennungskraftmaschine (2) die Wärmequelle für den Wärmeaustausch des ersten Betriebskreislaufts (7) des zweiten Kanalnetzes (3) bildet.
3. Klimaanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein gegenüber dem Kühler (28) der Verbrennungskraftmaschine (2) kurzgeschlossener Kühlwasserkreislauf (25) des ersten Kanalnetzes (1) durch einen Wärmetauscher (24) geführt ist, der in Wärmeaustausch mit dem zirkulierenden, anderen Wärmeträger des zweiten Kanalnetzes (3) steht.
4. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß für die Regelung der Temperatur in dem mit dem Klimatisierungswärmetauscher (12) in Wärmeaustausch stehenden Belüftungsstrom

(16) ein Temperaturfühler (17) vorgesehen ist, der über eine Signalleitung (18) mit einer Regeleinrichtung (19) verbunden ist, die den Massestrom des Kompressors (8) sowie die Umschaltung der Strömungsverteiler (4, 5) regelt.

5. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmeträger des zweiten Kanalnetzes (3) aus CO<sub>2</sub> besteht oder einen Anteil von CO<sub>2</sub> aufweist.

6. Klimaanlage nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß für die Regelung der Luftfeuchtigkeit im Fahrgastraum in Strömungsrichtung des Belüftungsstromes (17) hinter dem Klimatisierungswärmetauscher (12) ein Heizwärmetauscher (31) angeordnet ist, der vom Wärmeträger des ersten Kanalnetzes (1) zur Kühlung der Verbrennungskraftmaschine (2) durchströmt ist.

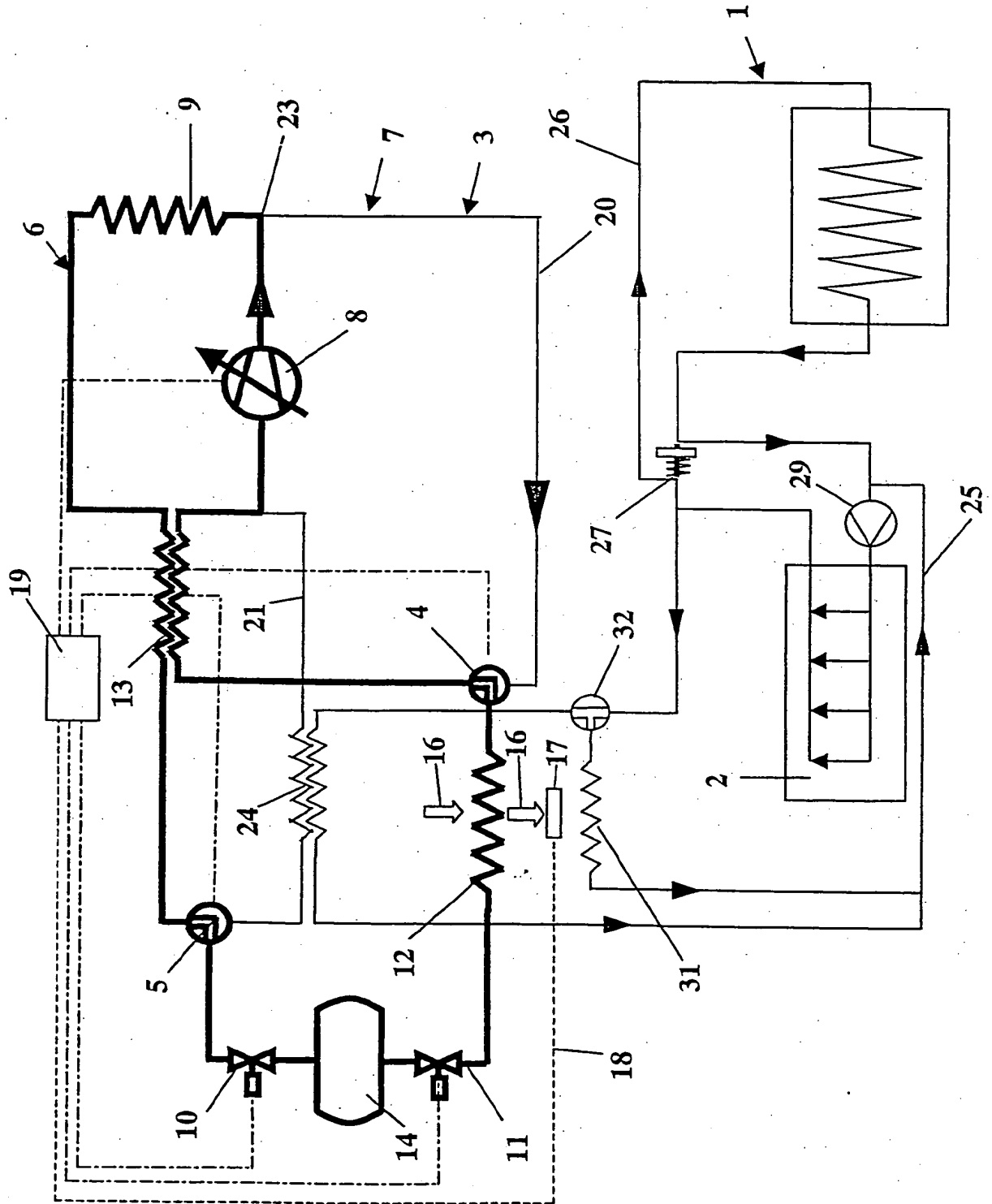
---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---



Fig. 1



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

Fig. 2

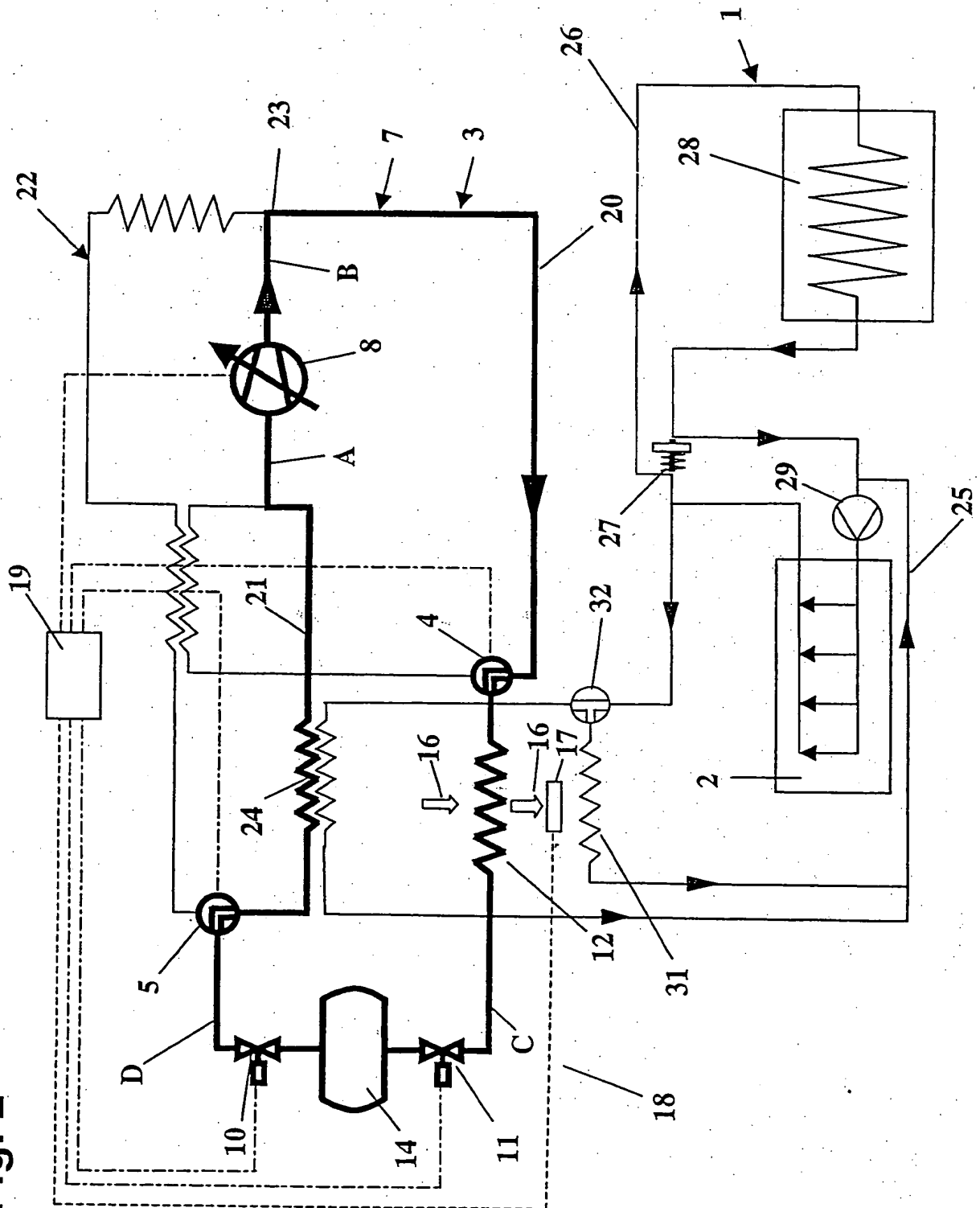


Fig. 3

